

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Návrh hydraulického obvodu přenosné svorníkovací soupravy
Proposal of Hydraulic Circuit of Portable Bolting Rig

Student:

Tomáš Polášek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Erik Stonawski, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Tomáš Polášek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Návrh hydraulického obvodu přenosné svorníkovací soupravy**
Proposal of Hydraulic Circuit of Portable Bolting Rig
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Zpracujte rešerši k problematice přenosné svorníkovací soupravy.
2. Navrhněte vhodnou konstrukci hydromotorů na svorníkovací soupravě a proveďte jejich výpočet.
3. Specifikujte použité hydraulické prvky na ovládacím panelu soupravy.
4. Vytvořte hydraulická schémata zapojení prvků v obvodu celé soupravy pro olejovou a emulzní variantu.

Seznam doporučené odborné literatury:

KUČÍK, P., STRÁŽOVEC, I., KRIŠŠÁK, P. *Hydraulický přenos energie: mobilné pracovní stroje*. 1. vyd. Žilina: Žilinská univerzita/EDIS, 2000. 384 s. ISBN 80-7100-725-0.

KOPÁČEK, J., PAVLOK, B. *Tekutinné mechanismy*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 151 s. ISBN 80-248-0856-0.

LIFT, H., HANSEL, M. *Hydrauliksysteme in der Bau und Kommunaltechnik*. 1. vyd. 1991. 354 s. ISBN 3-8023-0445-4.

NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. 166 s. ISBN 80-7078-297-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Erik Stonawski, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 16. 5. 2016

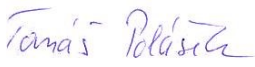
Handwritten signature of Tomáš Poláček in blue ink, written over a dotted line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 16. 5. 2016


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš Polášek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

nám. S. Freuda 10, Příbor, 742 58

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POLÁŠEK, T. Návrh hydraulického obvodu přenosné svorníkovací soupravy: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 48 s. Vedoucí práce: Stonawski, E.

Bakalářská práce je zaměřena na návrh a specifikaci prvků hydraulického obvodu pro přenosnou svorníkovací soupravu. V úvodní části je prostor věnován problematice vrtných souprav a jejich rozdělení. Dále jsou v práci popsány jednotlivé hydrostatické hydromotory, které jsou použity na soupravě, a jaké jsou jejich vlastnosti. Rovněž jsou u vybraných velikostí hydromotorů provedeny výpočty vzhledem k zadanému hydraulickému agregátu a mechanickým komponentům přenosné soupravy. Součástí návrhu je také specifikace hydraulických prvků na ovládacím panelu, kterým je celá souprava ovládána. Zmíněny jsou i systémy nezávislé distribuce průtoku na tlakovém zatížení. Na závěr jsou v bakalářské práci vytvořena hydraulická schémata zapojení prvků v obvodu celé soupravy jak pro olejovou, tak emulzní variantu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

POLÁŠEK, T. Proposal of Hydraulic Circuit of Portable Bolting Rig: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2016, 48 p. Thesis head: Stonawski, E.

The Bachelor thesis is focused on proposal and specify elements of hydraulic circuit of portable bolting rig. At first there is place which is devoted to issues of drilling rigs and their distribution. Further, in the thesis are described individual hydrostatic motors which are used on rig and what are their properties. As well there are performed calculations on selected sizes of motors when have been known hydraulic power unit and mechanical components of portable rig. Also the proposal's part is focused on specification of hydraulic elements on control panel which control the whole rig. There are mentioned systems of independent distribution flow rate on pressure load too. In conclusion in the bachelor thesis are made hydraulic schema of connection for hydraulic components in whole rig's circuit for both oil and emulsion variant.

Obsah

Úvod	9
Seznam použitých symbolů a značek	10
1 Úvod do problematiky vrtných souprav.....	11
1.1 Sloupové vrtací soupravy přenosné.....	16
1.2 Princip zavádění lepeného svorníku	17
2 Hydraulické rozváděče.....	18
2.1 Skladba rozváděče.....	18
2.2 Mobilní hydraulické rozváděče	19
2.2.1 Mobilní rozváděče s otevřeným středem	20
2.2.2 Mobilní rozváděče s uzavřeným středem	20
2.2.3 Zapojení sekcí.....	21
2.2.4 Load-Sensing systém	21
2.2.5 LUDV systém	22
3 Hydrostatické hydromotory	23
3.1 Základní charakteristické parametry a rozdělení.....	24
3.2 Přímočaré hydromotory.....	25
3.2.1 Hlavní části přímočarého hydromotoru a použití	25
3.2.2 Konstrukční provedení přímočarých hydromotorů	26
3.2.3 Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů	27
3.3 Rotační hydromotory	28
3.3.1 Zubový výstředníkový (orbitový) hydromotor	28
4 Návrh a výpočet prvků hydraulického obvodu	31
4.1 Hydraulický agregát.....	31
4.2 Specifikace hydromotorů přenosné svorníkovací soupravy	31
4.2.1 Výpočet rotačních orbitových hydromotorů rotace	32
4.2.2 Výpočet rotačních orbitových hydromotorů posuvu.....	33
4.2.3 Výpočet krouticího momentu na řetězce a přitlačné síly	33
4.2.4 Výpočet přímočarého hydromotoru vzpěry	35
4.3 Specifikace hydraulických prvků na ovládacím panelu soupravy	38
4.3.1 Rozváděče	38
4.3.2 Pojistný ventil.....	38
4.3.3 Jednosměrný řízený ventil	39
4.3.4 Škrticí ventil.....	39
4.4 Hydraulická schémata pro olejovou a emulzní variantu	39

4.5	Finální tabulka použitých prvků v hydraulickém obvodu.....	41
Závěr	42
Poděkování.....	43
Seznam použité literatury a zdrojů	44
Seznam obrázků.....	47
Seznam příloh.....	48

Úvod

Svorníkování je v podzemním stavitelství velmi rozšířený způsob, jak vyztužit důlní dílo a zvýšit tím jeho stabilitu, únosnost a dlouhodobou funkci. Ve srovnání s podpěrnou rámovou výztuží je použití svorníků rychlejší a účinnější metoda se zachováním nízkých nákladů. Za tímto účelem se pro realizaci kotvení svorníky začaly právě využívat různé typy přenosných vrtacích a svorníkovacích zařízení z důvodu snadného použití, přemísťování na pracoviště s omezeným přístupem a možností vrtat horizontálně i svisle orientované vrty. Zavádění svorníků nenachází uplatnění pouze v podzemním stavitelství, ale také při práci na povrchu. Příkladem mohou být i ražby tunelů skrz skalisté útvary a podobně.

Cílem bakalářské práce je vypracování rešerše k problematice přenosných vrtných a svorníkovacích souprav a je vysvětlen i princip svorníkování, což je základem pro správné dimenzování komponent v hydraulickém obvodu. Práce se dále zabývá návrhem vhodné konstrukce hydromotorů na vrtací a svorníkovací soupravě s následným provedením výpočtů vzhledem ke stanovenému hydraulickému agregátu a mechanickým komponentům. Další řešenou problematikou je bližší přiblížení použitých hydraulických prvků, které jsou umístěny na ovládacím panelu soupravy a vysvětlení jejich významu v hydraulickém obvodu. Nepostradatelnou součástí práce je také vytvoření hydraulických schémát v obvodu celé soupravy pro olejovou a emulzní variantu.

Seznam použitých symbolů a značek

Značka	Název veličiny	Jednotky
A, B	Pracovní porty	[-]
D	Průměr řetězky	[m]
D_1	Průměr pístu	[m]
d_1	Průměr pístnice	[m]
E	Modul pružnosti	[MPa]
$F_{přít.}$	Přítlačná síla	[N]
F_{KR}	Kritická síla	[N]
HM	Hydromotor	[-]
H. P. C. O	Tlakově zatížitelný kanál	[-]
i	Poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístnice	[m]
$i_{přev.}$	Převodový poměr	[-]
J	Moment setrvačnosti plochy průřezu pístnice k ose souměrnosti	[m ⁴]
k	Míra bezpečnosti	[-]
l	Délka zdvihu	[m]
l_{red}	Redukovaná délka pístnice	[m]
M_k	Krouticí moment	[N·m]
n	Otáčky	[s ⁻¹]
p	Tlak	[Pa]
Δp	Tlakový spád	[Pa]
P	Výkon	[W]
P, T	Vstupní a výstupní port	[-]
Q	Průtok	[m ³ ·s ⁻¹]
S	Plocha	[m ²]
t	Čas	[s]
v	Rychlost	[m·s ⁻¹]
V_g	Geometrický objem	[m ³]
β	Součinitel závislý na uložení	[-]
η	Účinnost	[-]
λ	Štíhlost pístnice	[-]
λ_m	Mezní štíhlost pístnice	[-]
σ	Napětí	[MPa]
ω	Úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]

1 Úvod do problematiky vrtných souprav

Rozvoj konstrukce vrtných souprav závisel hlavně na pokroku ve způsobu vrtání a inovacích v oblasti pohonů a přenosů energie. Jelikož způsobů vrtání je mnoho, existuje také mnoho systémů a typů vrtných souprav. Samotná konstrukce tedy vždy závisí na zvolené technologii.

Vrtné soupravy můžeme rozdělit podle následujících kritérií:

1. Podle způsobu přepravy.
2. Podle způsobu podávání vrtného nástroje do záběru.
3. Podle způsobu přenosu krouticího momentu.
4. Podle způsobu vrtání.
5. Podle způsobu proplachu.

Rozdělení podle hlavních funkčních celků:

a) pohonné zařízení

- pohonné motory – elektrický, spalovací, vzduchový, hydraulický,
- převody – reduktor, rychlostní skříň, hydraulický měnič, spojky,
- regulátory – spouštěč, startér apod.,

b) těžní zařízení

- převodové prvky – řetězové převody, ozubené převody, lanové převody, hydraulické převody,
- ostatní části těžních zařízení vrtných souprav,

c) vrtací zařízení

- vrtací zařízení při rotačním vrtání (rotační stoly, vřetena, rotační hlavy, ponorné vrtací motory),
- vrtací zařízení při nárazovém vrtání,

d) proplachové zařízení

- výplachová čerpadla, výplachové hlavy a hadice, očišťovací zařízení výplachové kapaliny, výplachové nádrže, odkalovací jamy a další,

e) bezpečnostní a ochranná zařízení, která slouží k ochraně pracovníků a k ochraně vrtného zařízení

- ochrana života a zdraví pracovníků,
- kryty na rotujících částech, bezpečnostní pojistky, záchranná lana apod.,
- bezpečnostní zařízení vrtu (ústové uzávěry),

f) měřicí a regulační zařízení

- sledování průběhu vrtání a zajištění údajů pro regulaci: manometry, otáčkoměry, přístroje k měření krouticího momentu, průtokoměry, přístroje na měření parametrů výplachové kapaliny, podávací automaty, různá signální zařízení (přehřátí motoru, zastavení průtoku výplachové kapaliny, přetížení vrtné věže apod.), tunometry.

1) Podle přepravy je můžeme rozdělit na soupravy:

- Stabilní

U těchto vrtných souprav je třeba demontovat celý mechanismus a přepravovat jej po částech. Mechanismus tvoří celky jako vrtný agregát, vrtná věž, výplachové čerpadlo a strojovna.

- Převozné a přenosné

Strojní celek zahrnuje vrtný agregát, vrtnou věž, výplachové čerpadlo a ostatní příslušenství, které jsou umístěny na jednom nebo více podvozcích a přeprava je zajištěna tahačem.

- Pojízdne

Jsou podobné převozným. Rozdíl je v tom, že strojní celek je umístěn na plošině automobilu a ten zajišťuje převoz.

Tyto typy vrtných souprav se však používají k hloubení vrtů na povrchu.

V důlních podmínkách při provádění průzkumných vrtů je použití vrtných věží velmi nevýhodné, protože je nejprve zapotřebí vytvořit komoru nebo komín. Z tohoto důvodu se při provádění podzemních vrtných prací používají stabilní soupravy, kdy vrtná věž je nahrazována vrtnou lafetou. Výhodou použití vrtných lafet je také v tom, že jsme s nimi schopni vrtat svislé, ukloněné, vodorovné i dovrchní vrt, což se účelně používá právě pro práci v hornictví.



Obrázek 1 - Vrtací souprava Morath s lafetou, důl Darkov [9]

Podzemní vrtné soupravy můžeme podle přepravy rozdělit na:

- Kolový
- Pouze rám
- Kolejový
- Závěsný pojezd
- Pásový

K těmto soupravám se řadí například soupravy pro ražení vodorovných, svislých nebo nakloněných otvirkových děl případně pro vedení dobývacích prací.

2) Podle podávání vrtného nástroje do záběru a ovládání jeho posuvu se rozdělují soupravy následujícího typu:

- s ručním pákovým podáváním,
- s diferenciálním podáváním,
- s hydraulickým nebo vzduchovým podáváním,
- s unášecí trubkou – tzv. unášeka,
- s mechanickým podáváním - může být provedeno řetězem, lanem nebo jinou kombinací.

3) Podle přenosu krouticího momentu na vrtnou kolonu existují v zásadě dva typy:

- přenos vřetenem

Unášeka se upne v upínacích hlavách, které spolu s vřetenem tvoří celek. Přenos vřetenem je vhodný pro vrtání vertikálních, horizontálních anebo šikmých vrtů. Používá se pro vrtání v podzemí a v technologii jádrového vrtání.

- přenos rotačním stolem

Unášeka, která zajišťuje přenos, prochází rotující částí stolu a je spojena s vrtací kolonou. Tento typ přenosu se používá hlavně při bezjádrovém vrtání a

vtání vertikálních vrtů. Při provádění hlubokých, až velmi hlubokých vrtů se využívá způsob plnoprofilový.



Obrázek 2 - Rotační stůl s unášecí trubicí [1]

V současné době se ještě konstruují vrtné soupravy s posuvnou rotační hlavou. Tento typ umožňuje současně přenos krouticího momentu a přtlaku na vrtný nástroj.

4) Podle způsobu vrtání lze vrtné soupravy rozdělit na:

- Příklepné a nárazové vrtání

Rozdíl mezi těmito způsoby vrtání je v tom, že píst (úderník) při příklepném vrtání není přímo spojen s vrtací tyčí. Píst tluč na násadu vrtací tyče, a tak přenáší údernou energii na vrtný nástroj.

Při nárazovém vrtání je píst spojen přímo s vrtací tyčí. Je to nevýhodný způsob vrtání, jelikož velká hmotnost pístu společně s vrtací tyčí znemožňuje větší počet úderů.

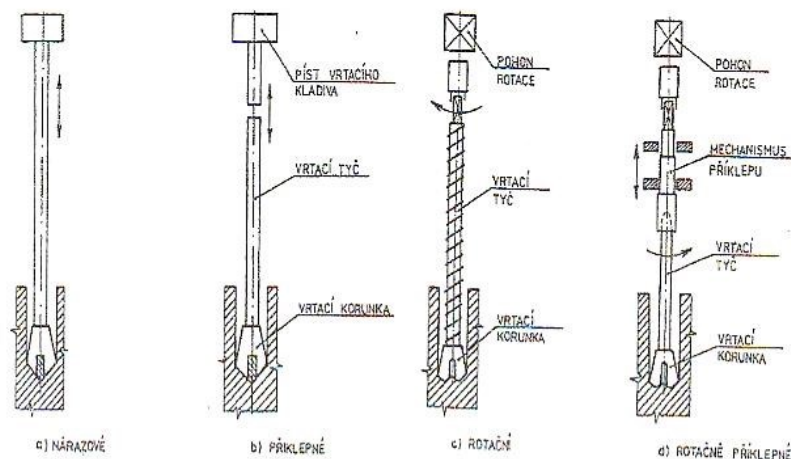
Vrtný nástroj (dláto) je upevněn na železných tyčích, trubkách nebo na laně. Při samotném vrtání se nástroj pohybuje v malých mezích nahoru a dolů a současně se při jednotlivých zdvizech pootočí. Tím dochází k narážení nástroje a vyvrtávání celé plochy dna vrtu. Pohon nástroje je uskutečněn vahadly nebo spíše používanými hydraulickými a pneumatickými vrtacími kladivy, které tímto způsobem rozpojování hornin náleží do rotačně – příklepného vrtání a používají se tam, kde se vlastnosti vrtané horniny mění.

- Rotační vrtání

Vrtná kolona může být uváděna do otáčivého pohybu pomocí tří rotačních zařízení. Tyto zařízení musí poskytnout dostatečnou energii k překonání odporů horniny a třecích ztrát mezi stěnami vrtu a vrtné kolony. Náhon vrtného nástroje je uskutečněn buďto mechanicky přes vrtnou kolonu (rotační stůl, rotační hlava), anebo ponorným zařízením (ponorné vrtné motory).

- Rotačně – příklepné vrtání

Tento způsob vrtání je kombinací příklepného a rotačního vrtání. Vrtný nástroj vytvoří na dně vrtu příklepným způsobem vrub a při následném otočení nástroje za působení značné přitlačné síly se hornina odděluje stejně jako při rotačním vrtání. Velké přitlačné síly dovolí nástroji jen nepatrný odraz od horniny, takže prakticky je nástroj během rozrušování stále ve styku s horninou. Používá se u vrtných souprav v lomech, stavebnictví nebo při průzkumném vrtání tam, kde se mění povaha vrtané horniny.



Obrázek 3 - Principy způsobu vrtání do hornin [4]

5) Podle typu proplachu se rozdělují vrtné soupravy na:

- s přímým proplachem

Cirkulace je tvořena třemi variantami proplachu a to přímým proplachem s uzavřeným oběhem, s otevřeným oběhem a zkráceným oběhem.

- s nepřímým proplachem

Cirkulace je tvořena dvěma variantami proplachu a to nepřímým proplachem s uzavřeným oběhem a zkráceným oběhem.

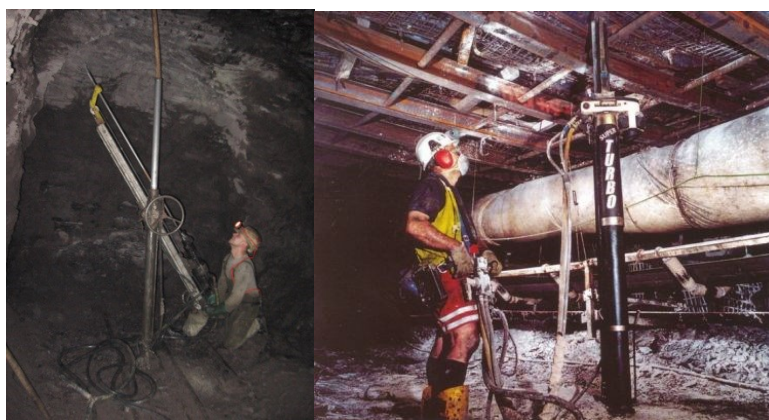
- bez proplachu

Typické pro náběrové a šnekové vrtání, kdy je hornina navrtávána a vynášena vrtným nástrojem.

1.1 Sloupové vrtací soupravy přenosné

Jsou určeny pro vrtání krátkých vrtů o průměru do 50 mm a maximální délky cca 12 m. Jsou vhodné pro vrtání vrtů pro následné zavádění svorníků k vyztužení důlního díla, nebo popřípadě trhacím pracím. Jelikož rozměry sloupových vrtacích souprav jsou malé a poměrně lehké, jsou vhodné pro vrtání i v těžko dostupných místech. Mohou být poháněny buď pneumatickým, nebo hydraulickým pohonem. Mezi takovéto sloupové vrtací soupravy patří například VS-1, VPS-01 nebo Super Turbo Bolter.

Tyto sloupové vrtací soupravy tvoří vrtací mechanismus a jeden nebo dva rozpěrné sloupy, které jsou umístěny a rozepřeny mezi strop a počvu, kde chceme provádět vrtací práce. Na tento rozpěrný sloup je připevněna lafeta pomocí křížových objímek. Na lafetě jsou potom umístěny posuvné saně pro vedení vrtací tyče. Lafetu lze nastavit v libovolném směru v podélné ose soupravy pro vrtání horizontálních, vertikálních i šikmých vrtů. Ovládací panel soupravy je umístěn buďto v zadní části lafety, jak je zobrazeno na obrázku vlevo, nebo je ovládací panel umístěn odděleně od vrtacího stroje (VPS-01). Na tomto panelu je potom soustředěna převážná část ovládacích prvků. V případě provádění většího počtu vrtů se mohou používat soupravy se dvěma vrtacími jednotkami. Pro snadnější přemísťování můžou být umístěny na ručně ovládaném kolovém podvozku.



Obrázek 4 - Sloupové vrtací soupravy VS-1 (vlevo) [10], Super Turbo Bolter (vpravo) [9]

Výhodou těchto souprav je také v tom, že obsluha není v bezprostřední blízkosti vrtu, ale je v přijatelné vzdálenosti od vrtu. Obsluha není proto ovlivněna vyplachovanou drtí z vrtu, jako to je například u ručních vrtacích zařízení.

1.2 Princip zavádění lepeného svorníku

Svorník je kratší tyčový tahový prvek, který je upínaný do vrtu a předeprnut dotažením matice.

Podle konstrukce a způsobu kotvení lze nejpoužívanější typy rozdělit na:

- Svorníky s mechanickým ukotvením – rozepření patky svorníku na dně vrtu
- Svorníky lepené – popsány níže
- Svorníky kotvené cementovými směsmi – cementová směs se čerpá do vrtu před osazením svorníku
- A další

V první řadě se vyvrtá otvor vrtací soupravou správného průměru a délky s ohledem na zaváděcí svorník. Důležité je správné nastavení vrtání do přímky, aby nedošlo k obtížnému zavedení svorníku do otvoru, popřípadě poškození vrtného nástroje a tyče. Svorník dosahuje dna vytvořeného vrtu a vyčnívá z otvoru tak, aby možno nasadit podložku s maticí. Délka vrtu by měla být tedy o 50 – 60 mm kratší než svorník, který se do tohoto vrtu zavádí. Rozdíl průměrů vyvrtaného otvoru a svorníku by měl být mezi 4 – 10 mm.

Po správném vyvrtání otvoru se instaluje předepsaný počet ampulí, který závisí na zmíněném průměru a délce, aby nastalo úplné zatmelení svorníku a vrtu.

Dále se svorník připojí k vrtací a svorníkovací soupravě a při současném pohybu do vrtu a vysokých otáčkách se zavede skrz celou délku ampule. Dochází k roztržení ampule a smísení pryskyřice a katalyzátoru, které se v ampuli nachází odděleně. Je velmi důležité, aby svorník byl zatlačen a otáčen až k zadní části vrtu.

Svorník se pak drží na místě bez pohybu, dokud nedojde k zatuhnutí. Po úplném zatuhnutí se souprava odtáhne. Přidá se podložka s maticí a utáhne se na přednastavenou zátěž.

2 Hydraulické rozváděče

Rozváděče slouží k jednoduchému a dostatečně rychlému řízení směru pohybu hydromotorů. Obvykle zajišťují pohyb hydromotoru ve dvou směrech nebo zastavení. U přímočarých hydromotorů výsuv a pohyb zpět, u rotačních hydromotorů smysl otáčení vlevo a vpravo. Nezajišťují však funkci řízení rychlosti pohybu hydromotorů, pokud se jedná o klasické rozváděče. [11]

Jednotlivé rozváděče lze rozdělit podle:

- počtu cest – mohou být dvoucestné, třícestné, čtyřcestné, pěticestné atd.
- počtu funkčních poloh – mohou být dvoupolohové, třípolohové atd.
- počtu sekcí

Z hlediska konstrukčního provedení se dělí na šoupátkové a sedlové.

Rozváděče šoupátkové na rozdíl od rozváděčů sedlových nezajistí dokonalou těsnost uzavíraných kanálů, takže dochází k průsaku kapaliny z kanálu s vyšším tlakem do kanálu s nižším tlakem. Moderní konstrukce šoupátkových rozváděčů eliminují průtokové ztráty natolik, že se většinou tento malý průsak toleruje. [11]

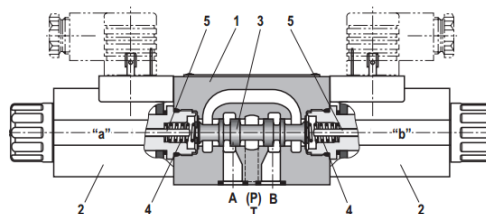
2.1 Skladba rozváděče

Rozváděč se skládá z tělesa, šoupátka a vhodného ovládaní, které může být mechanické, elektromagnetické a u větších světlostí, kde jsou třeba velké přestavné síly šoupátka, elektrohydraulické případně elektropneumatické.

Těleso bývá odlité ze speciální tvárné litiny, kanály jsou předlité, komory jsou rovněž předlité a obrobeny na předepsanou šířku.[11]

Šoupátko představuje u rozváděčů řídicí prvek. Nejčastěji zaujímá tvar válce. Podle pohybu šoupátka můžeme konstrukci šoupátkových rozváděčů rozdělit na šoupátka s rotačním pohybem a šoupátka s posuvným pohybem. Různými a vhodnými tvary válcového šoupátka dochází k propojování přívodů a vývodů rozváděče v jeho funkčních polohách. Jako výrobní materiál šoupátka se využívá nízkouhlíkaté oceli, které jsou cementovány na povrchu a kalené na vysokou povrchovou tvrdost.

Pro zajištění minimální průtokové ztráty mezerami, zhotovuje se rozvaděč tak, aby vůle mezi šoupátkem a tělesem byla od 4 do 8 μm . [11]



Obrázek 5 - Řez šoupátkovým rozváděčem ovládaný elektromagnety (Bosch Rexroth) [19]

1 – těleso rozváděče, 2 – elektromagnety, 3 – šoupátko, 4 – pružiny, 5 – píst

V případě průmyslových aplikací se využívají průmyslové hydraulické rozváděče, které se vyznačují velkými rozměry a hmotností. Pro mobilní aplikace se proto uplatňují mobilní hydraulické rozváděče.

2.2 Mobilní hydraulické rozváděče

Největším požadavkem na mobilní zařízení, kde se vyskytuje hydraulika, je nízká hmotnost vyznačující se malými (úspornými) rozměry ventilů při současném zachování požadovaných výkonů a parametrů řízení. Požadované množství rozváděčů různého provedení a ovládání se smontuje mezi vstupní a závěrnou desku tak, že společně tvoří blok. Takto sestavený blok může tvořit až deset sekcí, což závisí na aplikaci použití. Takový způsob uspořádání se také nazývá sendvičová nebo též salámová konstrukce.

Ve vstupní desce je vstup pro tlakové médium od čerpadla a rovněž i výstup pro odvod média zpět do nádrže. Také mohou být ve vstupní desce opatřeny další pomocné prvky. Mohou to být například pojistné ventily, redukční ventily a podobně.

K odlití těles prvků se používají speciální tvárné litiny nebo lehké slitiny.

Mobilní rozváděče lze rozdělit do dvou skupin:

- Monoblokové rozváděče – Obr. 6 (vlevo) - M8 Open-center control block
- Sekční rozváděče – Obr. 6 (vpravo) - SM12 Open-center control block



Obrázek 6 - Mobilní rozváděče (Bosch Rexroth) [18]

Rozdíl v těchto blocích je takový, že monoblokové rozváděče mají kompaktní konstrukci v podobě jediného tělesa, v němž jsou zabudovaná šoupátka a ovládací prvky. Jsou ale dražší na údržbu. Zatímco u sekčních rozváděčů jsou všechny sekce spojeny

spojovací tyčí a utaženy maticemi, které je drží pohromadě. Je zde snadná výměna vadné sekce, avšak u těchto rozváděčů existuje možnost úniku, což neexistuje v případě monoblokových rozváděčů.

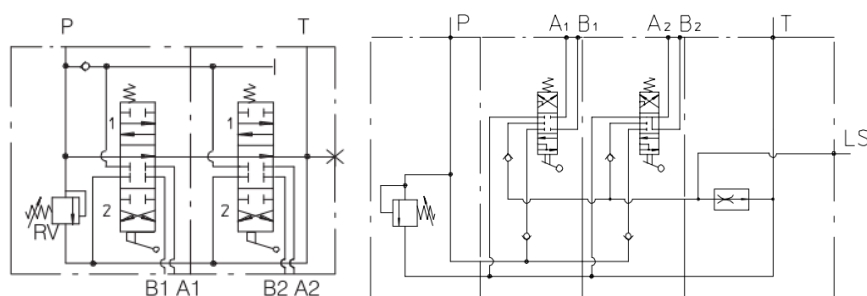
Z hlediska uspořádání existují dvě základní koncepce a to rozváděče s otevřeným a uzavřeným středem.

2.2.1 Mobilní rozváděče s otevřeným středem

Tyto rozváděče jsou určeny pro systémy, ve kterých se objevují čerpadla s konstantním geometrickým objemem. Zdrojem průtoku tedy bývá neregulační hydrogenerátor, nebo regulační hydrogenerátor s jednoduchým nastavováním geometrického objemu, který se během pohybu hydromotoru nemění. Vyznačuje se tím, že pracovní médium, protékající přívodním kanálem, prochází všemi sekcemi sestaveného bloku rozváděčů. Díky tomu se hydraulický olej nadměrně nepřehřívá a čerpadlo není tak tlakově zatížené. Pokud však bude jeden rozváděč ovládán a šoupátko se vychýlí ze základní polohy, dojde k uzavření odpadního kanálu a veškerý průtok bude protékat tímto rozváděčem k požadovanému hydromotoru.

2.2.2 Mobilní rozváděče s uzavřeným středem

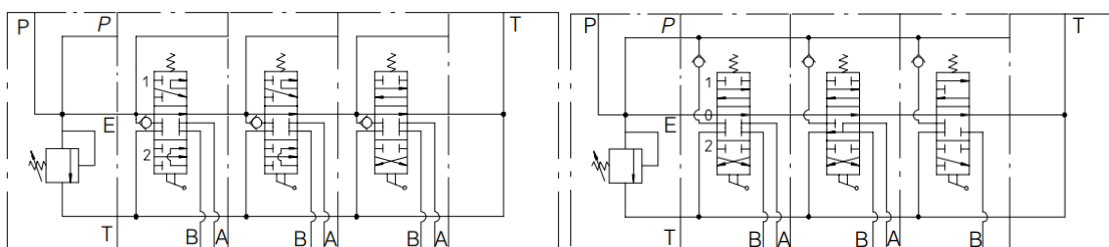
Na rozdíl od rozváděče s otevřeným středem, rozváděče s uzavřeným středem pracují převážně se systémy vybavené regulačními čerpadly s regulací na konstantní tlak. Rovněž mají přívodní kanál, který prochází všemi sekcemi bloku. Odlišnost je však taková, že v základní poloze rozváděčů pracovní médium těmito sekcemi neprotéká. Pokud však jeden z rozváděčů začne být aktivní a šoupátko se vychýlí ze základní pozice, pracovní médium je poté vedeno k žádanému spotřebiči. Následně se vrací zpět do odpadního kanálu rozváděče a protéká opět všemi sekcemi bloku. Jestliže by se tento typ mobilního rozváděče použil v systému s konstantním geometrickým objemem, bylo by třeba do tohoto obvodu zařadit přepouštěcí ventil.



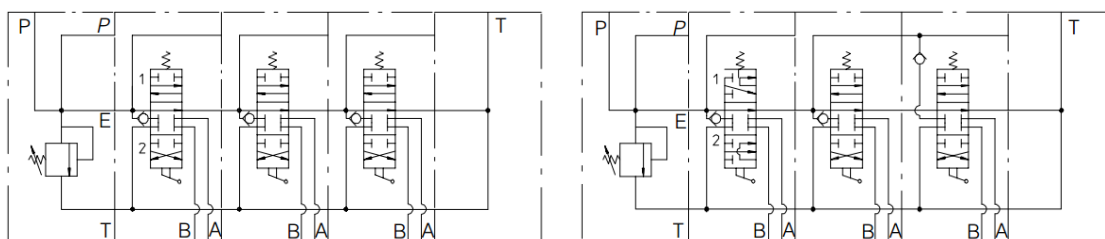
Obrázek 7 - Mobilní rozváděče s otevřeným (vlevo) a uzavřeným středem (vpravo) [16]

2.2.3 Zapojení sekcí

Jednotlivé sekce lze zapojit čtyřmi způsoby. Přičemž součástí sekce mohou být i některé další prvky, jako jsou například pojistné ventily, jednosměrné ventily, tlakové váhy apod. Podle propojení kanálů sousedních prvků lze jednotlivé zapojení rozdělit na zapojení sériové (za sebou), paralelní (vedle sebe), tandemové, anebo kombinací paralelního a sériového zapojení.



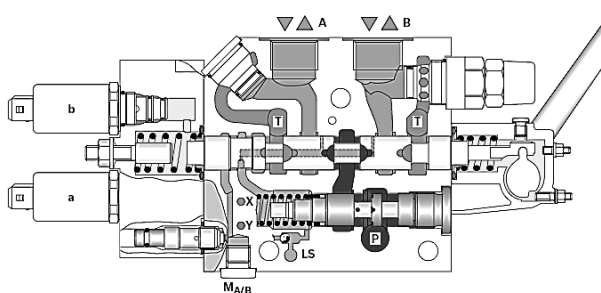
Obrázek 8 - Sériové (vlevo), Paralelní (vpravo) [17]



Obrázek 9 - Tandemové (vlevo), Sériové/Paralelní (vpravo) [17]

2.2.4 Load-Sensing systém

V případě Load-Sensing systému jsou jak průtok, tak tlak regulovány, aby se shodovaly s okamžitými potřebami pracujícího spotřebiče a s úrovní tlaku, odpovídající nejtěžšímu zatížení v daný moment. To je umožněno speciálním kanálem (L.S.), který je propojen s regulátorem čerpadla. Regulované čerpadlo tedy následně navýší tlak na takové požadavky, které mohou být proměnné v čase a v limitech výkonu čerpadla. Tento systém nám přináší spoustu výhod. Jednak se ušetří energie dodána systému, ale také se prodlouží životnost čerpadla a pracujícího hydromotoru vzhledem k snížení těžkých pracovních cyklů.

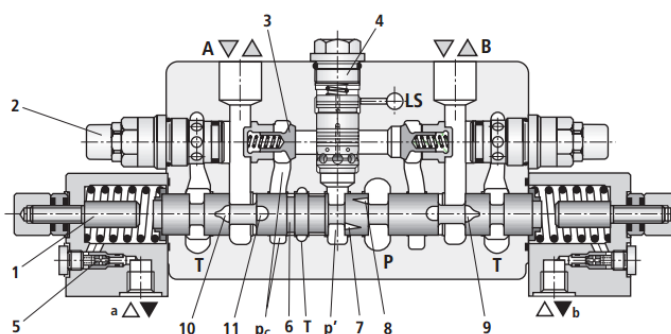


Obrázek 10 - Řez rozváděče s Load-Sensing [37]

2.2.5 LUDV systém

LUDV je zkratkou z německého výrazu “Lastdruckunabhängige Durchflussverteilung“. V překladu to znamená “Nezávislá distribuce průtoku na tlakovém zatížení“. Všechny LUDV tlakové váhy jsou aplikovány s nejvyšším tlakem. Pokud uvnitř LUDV systému je nedostatečný průtok k řízení všech pohonů na požadovanou rychlost, potom všechny funkce úměrně snižují svou rychlost.

Velká výhoda LUDV systému je v tom, že žádný pohon se nezastaví, pokud jsou zásobovány nedostatečným množstvím pracovního média. Tuto výhodu však nemá standardní provedení LS. Na obrázku si dále popíšeme funkci LUDV.



Obrázek 11 - Řez rozváděče s LUDV tlakovou vahou [20]

1 – omezovač posunutí, 2 – sekundární tlakový/ anti kavitační ventil, 3 – ventil udržující zatížení, 4 – LUDV tlaková váha, 5 – řídicí tlakový přepínač, 6 – hlavní šoupátko, 7 – meter-in měření clony $P \rightarrow P' \rightarrow A$, 8 – meter-in měření clony $P \rightarrow P' \rightarrow B$, 9 – meter-out clona $B \rightarrow T$, 10 – meter-out clona $A \rightarrow T$, 11 – prstencový kanál $P \rightarrow A$ ($P \rightarrow B$)

Pokud je hlavní šoupátko [6] ve své neutrální poloze, tedy není přiveden řídicí tlak na porty a nebo b, potom připojení od čerpadla ke kanálu P' je přerušeno hlavním šoupátkem. Dále ventil [3] a tlakové váhy jsou uzavřeny. Přípojky pohonu jsou uzavřeny prostřednictvím překrytí řídicího šoupátka uvnitř tělesa. LUDV tlaková váha [4] se skládá z řídicího šoupátka a pružiny, která vymezuje výchozí pozici.

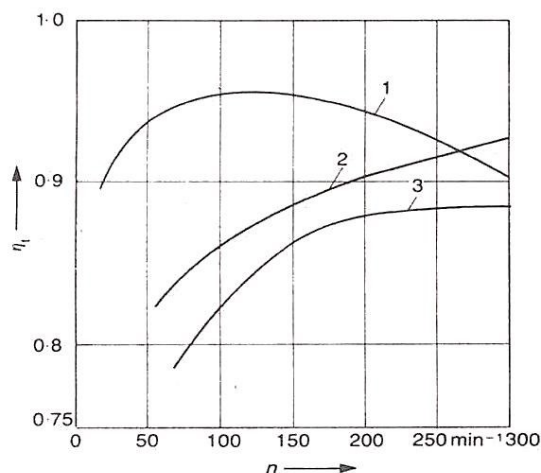
Hlavní šoupátko [6] je poté proporcionálně tlačeno proti síle pružiny pomocí řídicího tlaku, který je přiveden přes řídicí část (porty a nebo b). Meter-in měřená clona [7] řídicího šoupátka otevře spojení od kanálu čerpadla P' do kanálu P . Tlak v tomto prostoru otevře LUDV tlakovou váhu [4]. Tlak pohonu p_c kanálu A drží levý ventil [3] uzavřený prostřednictvím průchodů uvnitř řídicího šoupátka [11]. S nárůstem tlaku P' přes hodnotu tlaku p_c se otevře zpětný ventil. Propojení mezi čerpadlem a pohonem se otevře a zahájí se pohyb. Pracovní médium z pohonu se vrací kanálem B přes meter-out clonu [9] zpět do nádrže. Sekundární pojistné ventily [2] zůstávají uzavřeny, dokud tlak v tlakové větvi pohonu je nižší než nastavený tlak na sekundárním pojistném ventilu.

3 Hydrostatické hydromotory

Jedná se o výstupní převodníky, které tlakovou vstupní energii kapaliny, vytvořenou hydrogenerátorem, transformují na mechanickou výstupní energii pracovního členu, tj. na hřídel nebo na píst. Hydrostatické hydromotory ke své činnosti využívají objemového principu. Dochází tedy k přepravení určitého objemu kapaliny, pracovními prostory hydromotoru, ze vstupního kanálu na výstupní. Pracovními prostory rozumíme například mezizubní prostory zubových hydromotorů, prostory mezi lamelami, prostory vytlačené písty u axiálních a radiálních pístových hydromotorů.

Charakteristiky hydraulických motorů jsou hlavně závislé na rozsahu rychlosti otáček n a krouticího momentu M_k . Z tohoto důvodu mohou být klasifikovány jako rychloběžné a pomaluběžné hydromotory. Hydraulický motor se nazývá rychloběžný, pokud pracuje s rychlosti otáček od 250 min^{-1} a výše. Když je hydromotor navrhován pro pracovní rychlosti od 0 do 250 min^{-1} , pak je nazýván jako pomaluběžný motor. Rozsah otáček obou skupin se někdy překrývá, a proto můžeme také najít výraz "medium speed motor". Jedná se o motory pracující až do rychlostí cca 800 min^{-1} , která se udává v literatuře. [23]

Pomaluběžné hydromotory mohou poskytovat vysoký krouticí moment bez jakékoliv mechanické převodovky z důvodu rozsáhlého geometrického objemu. Obrázek 12 popisuje porovnání účinností s ohledem na otáčky pro rychloběžné HM (Křivka 2), rychloběžné HM s podporou mechanické převodovky (Křivka 3) a pomaluběžné HM (Křivka 1). Pomaluběžný HM dosahuje maximální účinnosti v oblasti nízkých otáček. Účinnost rychloběžných HM je v oblasti nízkých otáček špatná. Proto lze říci, že z pohledu spotřeby energie mají pomaluběžné HM výhody v aplikacích pro oblast nízkých otáček. [23]



Obrázek 12 - Porovnání účinností [23]

3.1 Základní charakteristické parametry a rozdělení

Objem kapaliny, který se přepraví hydromotorem za jednu otáčku, se nazývá geometrický objem V_g . Geometrický objem je jedním z nejdůležitějších parametrů a slouží jako klasifikace hydromotorů. Nejčastěji se stanovuje experimentálním měřením. Bez ohledu na ztráty je dán vztahem:

$$V_g = \frac{Q}{n} \quad [\text{m}^3] \quad (3.0)$$

Kde:

Q – průtok hydromotorem $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$, n – počet otáček $[\text{s}^{-1}]$

Dalšími charakteristickými parametry jsou:

Z rovnosti výkonů $P_h = P$ byly vyjádřeny další důležité vztahy jako například krouticí moment M_k a tlakový spád Δp dostupné z literatury [21].

$$\text{Krouticí moment:} \quad M_k = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2\pi} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.1)$$

$$\text{Otáčky:} \quad n = \frac{Q}{V_g} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (3.2)$$

$$\text{Mechanický výkon:} \quad P = M_k \cdot \omega \quad [\text{W}], \text{ případně } P = F \cdot v \quad [\text{W}] \quad (3.3), (3.4)$$

$$\text{Kde:} \quad \omega - \text{úhlová rychlost} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], F - \text{síla} [\text{N}], v - \text{rychlost} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\text{Hydraulický výkon:} \quad P_h = Q \cdot \Delta p \quad [\text{W}] \quad (3.5)$$

$$\text{Tlakový spád:} \quad \Delta p = \frac{2\pi \cdot M_k}{V_g} \quad [\text{Pa}] \quad (3.6)$$

$$\text{Průtok:} \quad Q = V_g \cdot n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}], \text{ případně } Q = S \cdot v \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.7), (3.8)$$

Podle pohybu výstupního členu můžeme hydromotory rozdělit na:

- Hydromotory s přímočarým pohybem
 - přímočaré hydromotory (také nazývané hydraulické válce)
- Hydromotory s rotačním pohybem
 - zubové, lamelové, axiální pístový, radiální pístový
- Hydromotor s kývavým pohybem
 - kyvné hydromotory

V dalších kapitolách si více přiblížíme hydromotory přímočaré a rotační hydromotory zubové, orbitové.

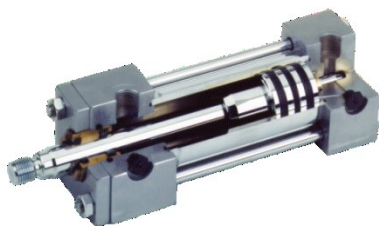
3.2 Přímočaré hydromotory

Hydromotory s přímočarým pohybem, označované též jako hydraulické válce, jsou důležitou součástí hydraulických mechanismů, kde chceme vyvodit přímočarý pohyb hnaného mechanismu. Při poměrně malých rozměrech přímočarého hydromotoru lze dosáhnout sil od několika set N do několika set kN při pracovních rychlostech do $0,5 \text{ ms}^{-1}$. Pracovní tlak kapaliny v hydromotorech se pohybuje maximálně v rozmezí 40 až 50 MPa.

3.2.1 Hlavní části přímočarého hydromotoru a použití

Základními konstrukčními prvky přímočarého motoru jsou válec, píst a pístnice. Válec bývá zhotoven z přesné bezešvé trubky, jejíž vnitřní povrch je opracován na požadovanou geometrickou přesnost a jakost povrchu. Píst je montovaný jako samostatný prvek na pístnici a je opatřen těsněním různého tvaru, nejčastěji ve tvaru manžety z pryže nebo plastu. Pístnice zajišťuje přenos síly z pístu na hnaný mechanismus a musí být proto dostatečně tuhá. Její povrch, přicházející do styku s často prašným a korozivním prostředím, je chráněn pochromováním. Těsnění pístnice ve víku válce je obdobné konstrukce jako u pístu, je však doplněn ještě stíracím kroužkem k odstraňování nečistot na pístnici. [22]

Podobně jako všechny hydromotory se přímočaré hydromotory vyznačují tlakovými, průtokovými a mechanickými ztrátami. Průtokové ztráty v hydromotorech jsou většinou velmi nízké a zanedbávají se. To je zapříčiněno správnou volbou těsnění pístu a pístnice, které je kvalitní, neopotřebované a jeho předepsanou montáží lze dosáhnout téměř nulových průtokových ztrát. [21] [22]



Obrázek 13 - Řez přímočarým hydromotorem (Parker) [25]

Podle použití lze přímočaré hydromotory rozdělit do 3 skupin:

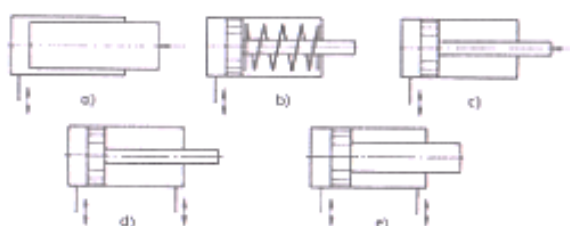
- motory pro vykonávání pohybu bez nároků na přenos síly (manipulační, dopravní, montážní apod.)
- motory pro přenos sil bez nároků na dodržení kinematiky pohybu (tvářecí stroje, pracovní orgány stavebních a zemědělských strojů)

- motory pro přenos relativně malých sil, ale se zvýšenými požadavky na dodržení polohové a rychlostní přesnosti (posuvné mechanismy výrobních strojů, robotů apod.)

3.2.2 Konstrukční provedení přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory rozlišujeme na:

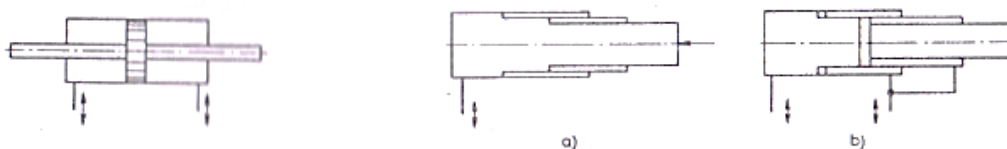
- jednočinné, které vyvozují sílu pouze jedním směrem a zpětný pohyb zajišťuje pružina nebo vnější působící síla (píst jednočinného hydromotoru se může též nazývat plunžr)
- dvojčinné, které vyvozují sílu v obou směrech



Obrázek 14 - Příklady provedení hydromotorů s jednostrannou pístnicí [21]

Podle provedení dělíme hydromotory na:

- hydromotory s jednostrannou pístnicí – mohou být jednočinné i dvojčinné
- hydromotory s oboustrannou pístnicí nebo též průběžnou pístnicí – bývají zejména dvojčinné
- hydromotory teleskopické – skládají se ze základního tělesa (válce) a několika do sebe zasunutých teleskopů v provedení jednočinné i dvojčinné
- hydromotory několikastupňové – mohou se použít k vyvození větší síly



Obrázek 15 - Hydromotor s oboustrannou pístnicí (vlevo), Teleskopické hydromotory (vpravo) [21]

Další dělení podle provedení:

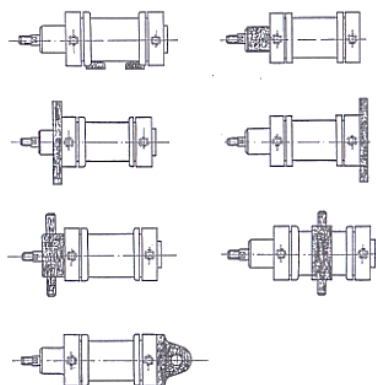
- svorníkové – Čela hydromotoru jsou stažena svorníky opatřenými maticemi. Svorníky jsou předepnuty na sílu odpovídající pracovnímu tlaku. Použití pro tlaky od 16 do 25 MPa, nehodí se pro hydromotory větších délek, hodí se pro sériovou výrobu.

- svařované – Používá se pro široký rozsah tlaků. Oproti šroubované konstrukci je levnější, ale zejména pro vyšší tlaky je třeba zajistit vysokou kvalitu svarů.
- šroubované – Používá se pro střední až velmi vysoké tlaky. Tato konstrukce se vyznačuje tím, že se víka upevňují šrouby k přírubám, šroubovaným na těleso.

3.2.3 Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory lze ke strojnímu zařízení uchytit mnoha způsoby. Mezi nejčastější možnosti uchycení mohou například být:

- uchycení na válcové čepy a oka
 - s válcovými pouzdry (kluznými ložisky) – umožňují vychýlení v rovině kolmé na osy ok
 - jedno oko je vybaveno sférickým ložiskem umožňující naklopení o úhel $\alpha = \pm 10^\circ$, dovoluje určitou nesouosost čepů
 - obě oka jsou vybavena sférickými ložisky
- uchycení za přírubu na víku hydromotoru
- uchycení za přírubu na dně hydromotoru
- uchycení za otočné čepy na tělese motoru – čepy jsou většinou přivařeny na objímce, která je dělena a stahuje se šrouby k tělesu, nebo je nedělená a šroubuje se na závit, na vnějším povrchu tělesa motoru
- uchycení na patky – je třeba je zajistit opěrkami, jinak by upevňovací šrouby byly namáhány momentem
- uchycení na kulové čepy – nedochází k přenosu radiálních sil, často se používá u teleskopických hydromotorů



Obrázek 16 - Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů [22]

3.3 Rotační hydromotory

Jedná se o hydromotory, které vyvozují rotační pohyb výstupního členu (hřídele) na hnaný mechanismus. Rozdělení konstrukčních typů rotačních hydromotorů bylo již uvedeno v předchozí kapitole.

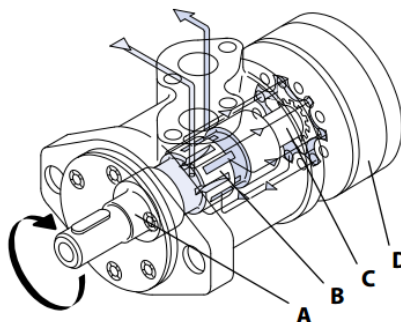
3.3.1 Zubový výstředníkový (orbitový) hydromotor

Konstrukčně zajímavým a velmi rozšířeným typem zubového hydromotoru je motor s vnitřním ozubením, podobné konstrukce jako hydrogenerátor Gerotor. Pracuje však na principu orbitálního pohybu vnitřního pastorku, který je odvozen od kardanového hřídele. [22]

Orbitové hydromotory, stejně jako všechny rotační hydromotory, přeměňují tlakovou energii hydraulického obvodu (tlak, průtok pracovního média) na mechanickou energii v podobě krouticího momentu a otáček výstupní hřídele. Hydraulické orbitové hydromotory pracují na principu, kdy vnitřní pastorek (rotor) rotuje uvnitř pevného vnějšího statoru. Vnitřní pastorek přenese krouticí moment, který je vytvořen tlakem pracovního média přivedeného do hydromotoru, a poté je následně přenesen prostřednictvím výstupní hřídele hydromotoru.

Rozvodné ústrojí ("Distributor valve") je poháněno synchronně pomocí vnitřního pastorku přes kardanovou hřídel, která zajišťuje to, že jednotlivé komory hydromotoru jsou vyplněny a vyprázdněny přesně (tzn. bez ztrát). Existují dvě provedení rozvodného ústrojí:

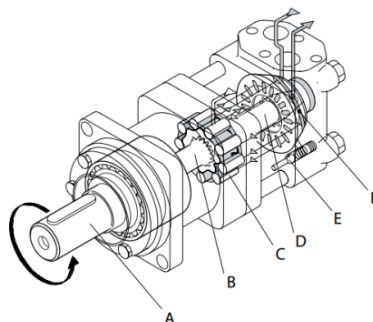
- Spool valve – Toto rozvodné ústrojí je spojeno s výstupní hřídelí hydromotoru. Kardanová hřídel otáčí ústrojím a přenáší mechanickou energii z uspořádaných ozubených kol na výstupní hřídel.



Obrázek 17 - Rozvodné ústrojí typu Spool valve (Danfoss) [24]

A – výstupní hřídel, B – Spool valve, C – kardanový hřídel, D – uspořádání ozubených kol

- Disk valve – Ústrojí je odděleno od výstupní hřídele a poháněno krátkou kardanovou hřídelí (pohon ventilu). Vyvažovací desky vyvažují hydraulické síly okolo rozvodného ústrojí.

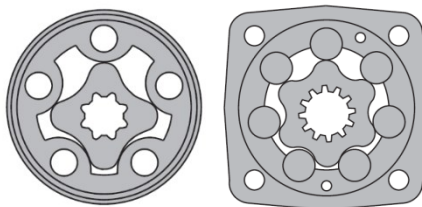


Obrázek 18 - Rozvodné ústrojí typu Disk valve (Danfoss) [24]

A – výstupní hřídel, B – kardanový hřídel, C – uspořádání ozubených kol, D – krátká kardanová hřídel, E – zpětný ventil, F – Disk valve

Z hlediska konstrukce ozubených kol existují dva druhy:

- Gerotor - Tento typ má pouze hladké zuby.
- Roll-gerotor - Jde o vylepšení konstrukce Gerotor. Zuby jsou navíc vybaveny válečky, zmenšující místní napětí a tangenciální reakční síly na rotoru. Rovněž snižují tření na minimum. Díky tomu dosáhneme vyšší životnosti a lepší účinnosti dokonce při vysokých tlacích.

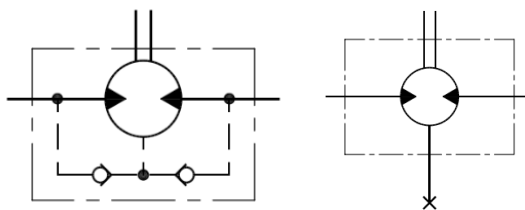


Obrázek 19 - Gerotor (vlevo), Roll-gerotor (vpravo) [26] [27]

Zpětný ventil způsobí to, že tlak na těsnění hřídele nikdy nepřekročí tlak ve zpětné větvi. Pokud hydromotor obsahuje zpětný ventil a nemá odtokovou větev, tlak ve zpětné větvi hydromotoru musí být vždy menší nebo roven maximálnímu přípustnému tlaku na těsnění hřídele.

Pokud je hydromotor vybaven odtokovou větví, lze tlak na těsnění hřídele zmírnit odtokem do nádrže. Můžeme tedy říci, že tlak v nádrži musí být menší nebo roven maximálnímu přípustnému tlaku na těsnění hřídele.

Na ochranu těsnění hřídele se taktéž používá kombinace těchto dvou principů.



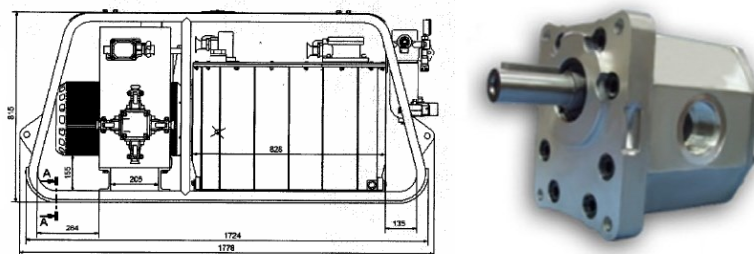
Obrázek 20 - Zpětné ventily hydromotoru (vlevo), Odtoková větev hydromotoru (vpravo) [24]

Tento typ hydromotoru se vyznačuje malým zástavným prostorem, jednoduchým provedením a vysokým měrným výkonem. Orbitové hydromotory mají vysoký startovací krouticí moment a konstantní výstupní krouticí moment v širokém rozsahu otáček. Pracuje však pouze s konstantním geometrickým objemem a dosahuje relativně malé účinnosti. Nejvyšší účinnosti dosáhnou při otáčkách $200 \text{ až } 600 \text{ min}^{-1}$ a není vhodný pro vyšší otáčky. Velmi často se využívá jako pomaluběžný hydromotor pro různé aplikace mobilní hydrauliky.

4 Návrh a výpočet prvků hydraulického obvodu

4.1 Hydraulický agregát

Při návrhu hydromotorů se vycházelo z hydraulického agregátu AG-63/16Z, podle kterého je celý návrh realizován. Agregát obsahuje zubové čerpadlo typu PZ2-K-63P. Čerpadlo je k nádrži připevněno přírubami. Tento hydraulický agregát je konstruován pro skupinu zařízení I kategorie M2 dle Směrnice Evropského parlamentu a Rady 94/9/ES-ATEX a splňuje podmínky pro použití v prostředích "nebezpečné atmosférické podmínky 2" dle EN 1127-2+A1, při splnění platných národních předpisů provozovatele. [31]



Obrázek 21 - Hydraulický agregát AG-63/16Z (vlevo), zubové čerpadlo PZ2-K-63P (vpravo) [31]

Technické parametry hydraulického agregátu:

Pracovní tlak oleje Δp_{AG} :	16 [MPa]
Průtok kapaliny Q_G :	63 [dm ³ · min ⁻¹]
Médium:	olej, HLP VG – 46
Výkon elektromotoru P:	22 [kW]

4.2 Specifikace hydromotorů přenosné svorníkové soupravy

Jelikož se jedná o přenosnou soupravu, je podmínkou nízká hmotnost a malé rozměry při zachování kvality a výkonu. Pro pohon rotace a posuvu přenosné svorníkové soupravy byly zvoleny zubové orbitové hydromotory z důvodu malých zástavných prostorů, nízké hmotnosti, jednoduchého provedení, vysokého měrného výkonu, ale hlavně jsou ve srovnání s ostatními hydromotory levné (vzhledem ke stejnému V_g).

Dle konzultace s uživatelem byly vybrány hydromotory od firmy M+S Hydraulic, jejichž hodnota tlakového spádu Δp_{HM} se pohybovala kolem maximálního tlaku vytvořený hydraulickým agregátem Δp_{AG} . Těmto požadavkům vyhovovaly hydromotory typu MP100, MP125, MP160 pro pohon rotace a typu MM12,5, MM20 pro pohon posuvového

mechanismu. Technické parametry jednotlivých hydromotorů jsou obsaženy v literatuře [26].

V případě hydromotoru vzpěry byl použit dvojčinný přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí série EH od firmy Hydraulics se svařovanou konstrukcí. Hydromotor je za dno uchycen přírubami ke sloupu svorníkovací soupravy a na straně vysouvající se pístnice je namontována výkyvná opěrná patka doplněná hroty pro zajištění větší stabilizace soupravy. Technické parametry hydromotoru jsou obsaženy v literatuře [32].

4.2.1 Výpočet rotačních orbitových hydromotorů rotace

Při výpočtech krouticích momentů byl uvažován tlakový spád na hydromotoru při přerušovaném provozu, kdy přípustné hodnoty mohou nastat pro maximálně 10% z každé minuty. Pro výpočet V_g hydromotorů bylo nutné specifikovat M_k a tyto byly dodány uživatelem OKD. Hodnoty by tedy měly být $M_k = 120 \div 280 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Výpočet skutečných krouticích momentů:

$$M_{k,skut} = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{mp} \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (4.1)$$

Kde:

V_g – geometrický objem [m^3], Δp – tlakový spád [MPa], η_{mp} – účinnost mechanicko-tlaková [%].

$$\eta_{mp} = 78\% \quad [26]$$

Výpočet průtokové účinnosti:

$$\eta_Q = \frac{\eta_c}{\eta_{mp}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (4.2)$$

Kde:

η_c – účinnost celková [%], η_Q – účinnost průtoková [%], η_{mp} – účinnost mechanicko-tlaková [%].

Tabulka 1 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.1 a 4.2

Typ HM	Geometrické objemy HM $V_g \text{ [cm}^3\text{]}$	Tlakový spád $\Delta p \text{ [MPa]}$	Teoretický krouticí moment $M_{k,teor.} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	Skutečný krouticí moment $M_{k,skut.} \text{ [N} \cdot \text{m]}$	Průtoková účinnost $\eta_Q \text{ [%]}$
MP100	99	16	252,10	196,64	89,7
MP125	123,8	16	315,25	245,90	76,9
MP160	158,4	16	403,36	314,62	89,7

Z komplexních charakteristik hydromotorů MP100 a MP160 bylo zjištěno, že celková účinnost se pohybovala v oblasti 70% a hydromotor MP125 v oblasti 60%. [26]

4.2.2 Výpočet rotačních orbitových hydromotorů posuvu

Při výpočtech krouticích momentů byl uvažován tlakový spád na hydromotoru při přerušovaném provozu, kdy přípustné hodnoty mohou nastat pro maximálně 10% z každé minuty. Pro výpočet V_g hydromotorů bylo nutné specifikovat $F_{přít.}$ a tyto byly dodány uživatelem OKD. Hodnoty by tedy měly být $F_{přít.} = 13 \div 23$ kN.

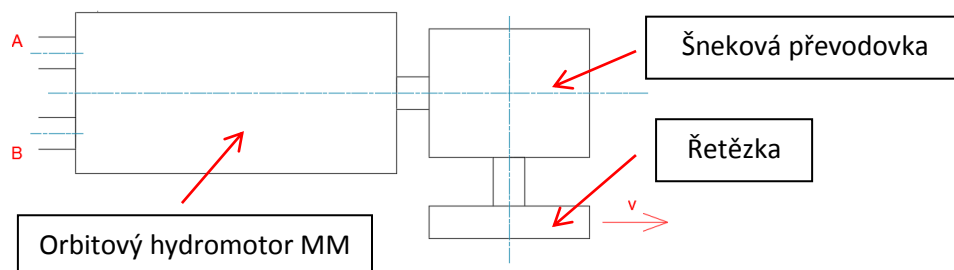
Výpočet skutečných krouticích momentů orbitových hydromotorů posuvu dle vztahu (4.1) a průtokové účinnosti dle vztahu (4.2).

Tabulka 2 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.1 a 4.2

Typ HM	Geometrické objemy HM V_g [cm ³]	Tlakový spád Δp [MPa]	Teoretický krouticí moment $M_{k,teor.}$ [N · m]	Skutečný krouticí moment $M_{k,skut.}$ [N · m]	Průtoková účinnost η_Q [%]
MM12,5	12,5	14	27,85	21,72	89,74
MM20	19,9	14	44,34	34,59	83,33

Z komplexní charakteristiky hydromotoru MM12,5 bylo zjištěno, že celková účinnost se pohybovala v oblasti 70% a hydromotor MM20 v oblasti 65%. [26]

4.2.3 Výpočet krouticího momentu na řetězce a přítlačné síly



Obrázek 22 - Blokové schéma hnacího mechanismu posuvu

Orbitový hydromotor typu MM – Výstupní M_k z hydromotorů (Vstupní M_k do převodovky).

Krouticí moment $M_{k,HM}$ MM12,5: **21,72 N · m**

Krouticí moment $M_{k,HM}$ MM20: **34,59 N · m**

Šneková převodovka – Vyznačuje se mimoběžnými hřídeli, jejichž osy jsou zpravidla navzájem kolmé.

Převodový poměr $i_{přev.}$: **25 (Zadaný parametr)**

Účinnost převodovky $\eta_{přev.}$: **40 – 96 % [30]**

Výpočet skutečného krouticího momentu $M_{k,řetěz.}$ na řetězce:

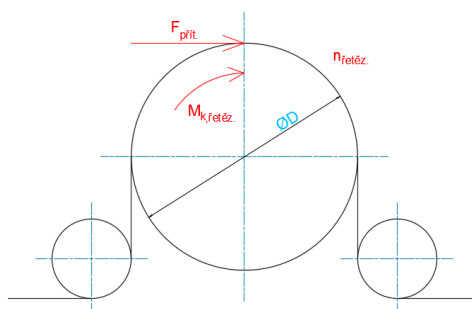
$$M_{k,řetěz.} = M_{k,HM} \cdot i_{přev.} \cdot \eta_{přev.} \quad [N \cdot m] \quad (4.3)$$

Tabulka 3 - Tabulka výpočtů podle vztahu 4.3

Typ HM	Skutečný krouticí moment $M_{k,HM} [N \cdot m]$	Převodový poměr $i_{přev.} [-]$	Účinnost převodovky $\eta_{přev.} [\%]$	Skutečný krouticí moment (řetězka) $M_{k,řetěz.} [N \cdot m]$
MM12,5	21,72	25	68	369,24
MM20	34,59	25	68	588,03

Výpočet přitlačné síly $F_{přít.}$:

Ze zadaných hodnot byl určen průměr řetězky $D = 0,045 \text{ m}$.



Obrázek 23 - Schéma řetězky

$$M_{k,řetěz.} = F_{přít.} \cdot \frac{D}{2}$$

$$F_{přít.} = \frac{2 \cdot M_{k,řetěz.}}{D} \quad [N] \quad (4.4)$$

Tabulka 4 - Tabulka výpočtů podle vztahu 4.4

Typ HM	průměr řetězky $D [m]$	Skutečný krouticí moment (řetězka) $M_{k,řetěz.} [N \cdot m]$	Přítlačná síla $F_{přít.} [N]$
MM12,5	0,045	369,24	16 410,67
MM20	0,045	588,03	26 134,67

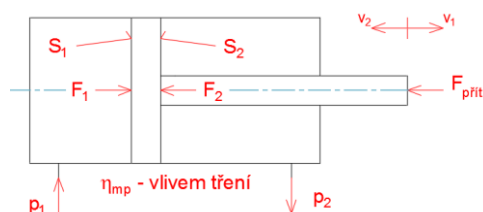
Při dalších výpočtech byla uvažována přitlačná síla vyvinutá posuvovým mechanismem s hydromotorem typu MM12,5, jelikož nabýval lepší celkové účinnosti a hodnota přitlačné síly je podle mého názoru dostatečná.

4.2.4 Výpočet přímočarého hydromotoru vzpěry

Z rovnice rovnováhy v přímočarém hydromotoru byl vypočten průměr pístu:

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F_{\text{přít.}} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{mp}}}$$

Vlivem předpokládaných tlakových ztrát na hydraulických prvcích byl volen na vstupu do přímočarého hydromotoru tlak $p_1 = 15 \text{ MPa}$ a pro zjednodušení na výstupu tlak $p_2 = 0 \text{ MPa}$. Uvažovaná mechanicko-tlaková účinnost $\eta_{\text{mp}} = 95\%$ [22].



Obrázek 24 - Schéma přímočarého hydromotoru

$$S_1 = \frac{F_{\text{přít.}}}{p_1 \cdot \eta_{\text{mp}}} \quad [\text{m}^2] \quad (4.5)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \Rightarrow D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (4.6)$$

Tabulka 5 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.5 a 4.6

Přítlačná síla $F_{\text{přít.}} [\text{N}]$	Mechanicko-tlaková účinnost $\eta_{\text{mp}} [\%]$	Plocha pístu $S_1 [\text{m}^2]$	Průměr pístu $D_1 [\text{m}]$
16 410,67	95	$11,5 \cdot 10^{-4}$	0,038

Pro přítlačnou sílu $F_{\text{přít.}} = 16,4 \text{ kN}$ byl zvolen průměr pístu podle katalogu firmy Hydraulics $D_1 = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$ a průměr pístonice $d_1 = 28 \text{ mm} = 0,028 \text{ m}$. Dále byla podle hodnot katalogového listu spočtena plocha pístu a mezikruží. [32]

Přepočet skutečného tlaku $p_{1,\text{skut}}$:

$$p_{1,\text{skut}} = \frac{F_{\text{přít.}}}{S_{1,\text{skut}} \cdot \eta_{\text{mp}}} \quad [\text{Pa}] \quad (4.7)$$

Tabulka 6 - Parametry hydromotoru a vypočtený skutečný tlak podle vztahu 4.7

Přítlačná síla $F_{\text{přít.}} [\text{N}]$	Průměr pístu $D_1 [\text{m}]$	Průměr pístonice $d_1 [\text{m}]$	Plocha pístu $S_{1,\text{skut}} [\text{m}^2]$	Plocha mezikruží $S_{2,\text{skut}} [\text{m}^2]$	Skutečný tlak $p_{1,\text{skut}} [\text{MPa}]$
16 410,67	0,04	0,028	$12,56 \cdot 10^{-4}$	$6,4 \cdot 10^{-4}$	13,75

Kontrola pístitnice na vzpěrnou pevnost:

Uvažovaná délka zdvihu $l = 0,5 \text{ m}$, uložení hydromotoru s redukovanou délkou pístitnice $l_{\text{red}} = 2 \cdot l = 1 \text{ m}$ [21] a součinitel $\beta = \frac{1}{4}$ [21] závislý na uložení. Dále byl uvažován materiál pístitnice **12 060** [21] s napětím v mezi pevnosti $\sigma_p = 720 \text{ MPa}$ [29] a v mezi kluzu $\sigma_k = 345 \text{ MPa}$ [29]. Předpokládaná mez úměrnosti $\sigma_u = 35 \text{ MPa}$ [29].

Výpočet štíhlosti pístitnice λ :

$$\lambda = \frac{l_{\text{red}}}{i} \quad [-] \quad (4.8)$$

Kde:

l_{red} – redukovaná délka pístitnice [m], i – poloměr setrvačnosti plochy průřezu pístitnice [m].

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \frac{d}{4} \quad [\text{m}] \quad (4.9)$$

Kde:

S – plocha průřezu pístitnice [m^2], J – moment setrvačnosti plochy průřezu pístitnice k ose souměrnosti [m^4].

Určení mezní štíhlosti λ_m :

$$\lambda_m = \pi \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} \quad [-] \quad (4.10)$$

Kde:

E – modul pružnosti materiálu pístitnice [MPa], σ_u – napětí na mezi úměrnosti materiálu pístitnice [MPa].

Tabulka 7 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.8, 4.9, 4.10

Modul pružnosti materiálu E [MPa]	Štíhlost pístitnice λ [-]	Poloměr setrvačnosti i [m]	Mezní štíhlost λ_m [-]
$2,1 \cdot 10^5$	142,86	0,007	131,42

Byla prováděna vzpěrná pevnost podle Eulera, jelikož platí $\lambda > \lambda_m$.

Podle Eulera byla kontrolována zatěžující síla F tak, aby platilo $F < F_{KR}$. Kritická síla F_{KR} podle Eulera a míra bezpečnosti k se vypočtou dle následujících vztahů:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l_{\text{red}}^2} \quad [\text{N}] \quad (4.11)$$

$$k = \frac{F_{KR}}{F} \quad [-] \quad (4.12)$$

Kde míra bezpečností se pohybuje v rozmezí $k = 2 \div 4$ [21]. Při vyšší míře bezpečnosti dochází k menšímu opotřebení vodících ploch a těsnění dosahuje větší životnosti.

Tabulka 8 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.11 a 4.12

Modul pružnosti materiálu E [MPa]	Kritická síla F_{KR} [N]	Zatěžující síla F [N]	Míra bezpečnosti k [–]
$2,1 \cdot 10^5$	62 534,7	16 410,67	3,81

Míra bezpečnosti byla v přijatelném rozsahu.

Výpočet rychlosti vysouvání v_1 , zasouvání v_2 pístnice a časy $t_{1,2}$:

$$Q_G = S_{1,skut} \cdot v_1 \Rightarrow v_1 = \frac{Q_G}{S_{1,skut}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.13)$$

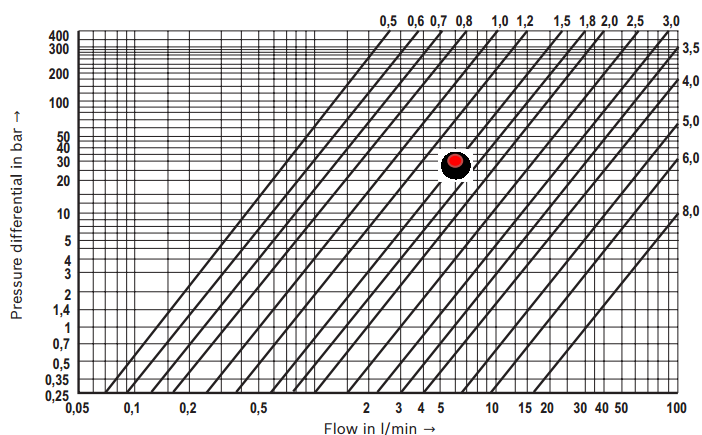
$$Q_G = S_{2,skut} \cdot v_2 \Rightarrow v_2 = \frac{Q_G}{S_{2,skut}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (4.14)$$

$$t_{1,2} = \frac{l}{v_{1,2}} \quad [s] \quad (4.15)$$

Tabulka 9 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.13, 4.14 a 4.15

Průtok dodaný agregátem Q_G [dm ³ · min ⁻¹]	Plocha pístu $S_{1,skut}$ [m ²]	Plocha mezikruží $S_{2,skut}$ [m ²]	Rychlost vysouvání v_1 [m · s ⁻¹]	Rychlost zasouvání v_2 [m · s ⁻¹]	Čas vysunutí t_1 [s]	Čas zasunutí t_2 [s]
63	$12,56 \cdot 10^{-4}$	$6,4 \cdot 10^{-4}$	0,84	1,64	0,6	0,3

Rychlost pohybu pístnice byla poměrně vysoká. Z tohoto důvodu byla do obvodu před hydromotor v kanále A zařazena clona. Clonka redukuje průtok hydromotorem a tím i rychlost vysouvání a zasouvání pístnice. Volba clonky byla provedena na základě charakteristických křivek firmy Bosch Rexroth [33].



Obrázek 25 - Charakteristické křivky clon [33]

Vzhledem k uvažovanému závitovému rozměru M16x1,5 hydromotoru byla zvolena clonka o průměru 1,5 mm. Průtok clonkou byl potom $Q_c = 6 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a rozdíl tlaku na cloně $\Delta p = 3 \text{ MPa}$.

Tabulka 10 - Tabulka výpočtů podle vztahů 4.13, 4.14 a 4.15 po průtoku clonkou

Průtok clonkou $Q_c [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$	Plocha pístu $S_{1,\text{skut}} [\text{m}^2]$	Plocha mezikružří $S_{2,\text{skut}} [\text{m}^2]$	Rychlost vysouvání $v_1 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Rychlost zasouvání $v_2 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	Čas vysunutí $t_1 [\text{s}]$	Čas zasunutí $t_2 [\text{s}]$
6	$12,56 \cdot 10^{-4}$	$6,4 \cdot 10^{-4}$	0,08	0,16	6,28	3,2

Rychlost vysouvání a zasouvání pístnice byla nyní plynulejší.

4.3 Specifikace hydraulických prvků na ovládacím panelu soupravy

4.3.1 Rozváděče

Pro ovládání jednotlivých hydromotorů byly vybrány 6/3 mobilní monoblokové rozváděče (Typy C) od firmy Bucher hydraulics s otevřeným středem, kdy v neutrální poloze jsou porty A a B spojeny s nádrží. Tento tvar šoupátka má výhodu v tom, že při přestavení šoupátka do neutrální polohy nedojde k tlakovým špičkám za rozváděči a prudkému zastavení rotačních hydromotorů. Rotační hydromotory se potom pomalu dotočí do úplného zastavení. Rozváděče jsou vybaveny pákovým ovládačem s mechanickou aretací. Rozváděče byly zvoleny s ohledem na maximální průtok dodaný hydraulickým agregátem, tedy $63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Těmito kritériím vyhovovaly rozváděče typu HDM18 s maximální hodnotou průtoku $70 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a maximálním počtem rozváděčů v bloku (max. 4). V případě, kdy je hydraulický agregát v provozu, ale souprava není v činnosti ($P \rightarrow T$), je hodnota tlakového spádu na rozváděčích v rozmezí 0,3 až 0,4 MPa při průtoku $63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Technické parametry mobilních monoblokových rozváděčů HDM18 jsou obsaženy v literatuře [16].

4.3.2 Pojistný ventil

Ventil plní v obvodu bezpečnostní funkci. Pokud dojde v systému k navýšení tlaku, tlak přetlačí kuličku nebo kuželku pojistného ventilu a tím se umožní přepouštění kapaliny zpětným vedením do nádrže. Takto zabrání ventil dalšímu nárůstu tlaku a v extrémním případě i havárii. Pro pojistný ventil na vstupu do bloku byl použit produkt společnosti Bucher hydraulics. Jedná se o přímo řízený pojistný ventil RVDA-08, který je nastaven pomocí šroubu na maximální hodnotu tlaku v systému 16 MPa. Technické parametry pojistného ventilu jsou obsaženy v literatuře [34].

4.3.3 Jednosměrný řízený ventil

Tento prvek umožňuje průtok pouze v jednom směru k hydromotoru vzpěry. Zajišťuje to, aby pístnice zůstala v zastavené poloze úplného rozeprání, přičemž je pístnice zatížena v jednom směru. Pokud se však přivede vnější tlakový signál z větve B, umožní se průtok i v druhém směru a je možno uvolnit soupravu ze své polohy. Pro jednosměrný řízený ventil byl použit produkt ERV-8 od firmy Bucher hydraulics. Volba byla provedena na základě maximálního průtoku dodaný hydraulickým agregátem, kdy jmenovitý průtok ventilem je $60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Tento typ je možno přímo montovat na hydromotor vzpěry. Technické parametry jednosměrného řízeného ventilu jsou obsaženy v literatuře [35].

4.3.4 Škrticí ventil

Prostřednictvím tohoto ventilu se řídí průtok do hydromotoru posuvu a tím i jeho rychlost pohybu. Ventil je nastaven tak, aby došlo ke škrcení na vstupu do hydromotoru z důvodu ochrany těsnění před vysokým tlakem na výstupní hřídeli. Byl použit škrticí ventil do potrubí typu VRFU 90° 3/8" od firmy Hydroma. Technické parametry škrticího ventilu jsou obsaženy v literatuře [36].

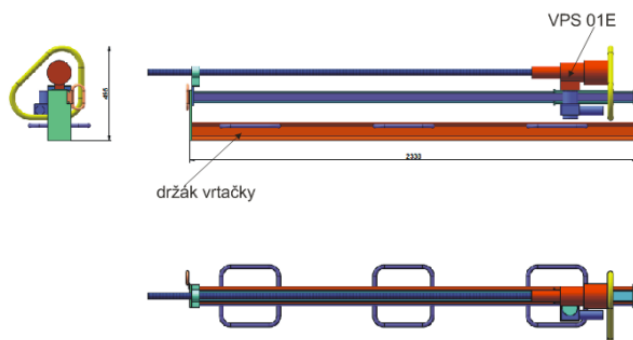
4.4 Hydraulická schémata pro olejovou a emulzní variantu

Vytvořená hydraulická schémata zapojení prvků v obvodu pro olejovou a emulzní variantu soupravy jsou součástí [Příloha A] a [Příloha B]. Rozdíl v těchto zapojeních je takový, že v případě emulzní varianty není v konstrukci zabudovaný přímočarý hydromotor vzpěry a zdroj tlaku pochází z důlní magistraly. Jelikož tlak v centrálním rozvodu emulze je maximálně 32 MPa, je třeba do obvodu zařadit přepouštěcí ventil a použít rozváděče s uzavřeným středem z důvodu neodčerpávání emulze během nečinnosti soupravy. Aby se však nemusely pořizovat jiné typy rozváděčů, je blok doplněn tzv. zátkou v tlakově zatížitelném kanále H. P. C. O (viz. Příloha B a Obrázek 26).



Obrázek 26 - Před použitím (vlevo), po použití (vpravo) zátky

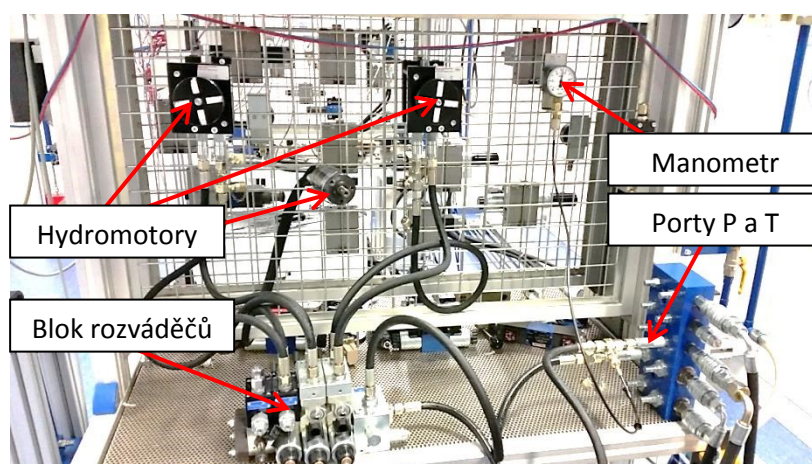
Souprava je tedy u ústí vrtu zavěšena a zajištěna pracovníky za řetězy, kteří soupravu obsluhují. Příkladem soupravy pro emulzní variantu může být vrtací přenosná souprava VPS 01E. [31]



Obrázek 27 - Vrtací přenosná souprava VPS 01E [31]

V případě olejové varianty byla vytvořena 2 hydraulická schémata. První bylo realizováno jako paralelní zapojení všech sekcí a druhé jako kombinace tandem/paralelní zapojení, přičemž tandemová sekce byla pro hydromotor vzpěry. V obou případech byly sekce rotace a posuvu realizovány jako paralelní z důvodu souběžné činnosti. Pokud bychom tyto sekce zapojili sériově a narazilo by se na tvrdou horninu, vlivem zvýšení odporu (tlaku) na hydromotoru posuvu by se snížil průtok a rychlost otáčení hydromotoru rotace a naopak.

Na trenažéru ve školicím středisku Bosch Rexroth bylo potom odzkoušeno alternativní zapojení rozváděčů do LUDV bloku s možností dálkového ovládání rozváděčů. Hydraulické schéma zapojení do LUDV bloku v obvodu s konstantním čerpadlem je součástí přílohy [Příloha C]. Zapojené zařízení bylo odzkoušeno s manuálním i dálkovým ovládáním. Alternativní zapojení rozváděčů fungovalo správně. Zapojené zařízení je zobrazeno na Obrázku 28.



Obrázek 28 - Zapojení rozváděčů s LUDV tlakovou vahou na standu

4.5 Finální tabulka použitých prvků v hydraulickém obvodu

Hydraulický agregát	AG-63/16Z
Rotační hydromotor rotace	MP100
Rotační hydromotor posuvu	MM12,5
Přímočarý hydromotor vzpěry	EH-40/28x500
Mobilní monoblokové rozváděče	HDM18
Pojistný ventil	RVDA-08
Jednosměrný řízený ventil	ERV-8
Škrticí ventil	VRFU 90° 3/8“

Závěr

V bakalářské práci jsem se zabýval návrhem vhodné konstrukce hydromotorů s následným provedením výpočtů, specifikací hydraulických prvků na ovládacím panelu svorníkovací soupravy a vytvořením hydraulických schémat zapojení v obvodu celé soupravy pro olejovou i emulzní variantu s vysvětlením jejich rozdílností.

Práce je rozdělena na dvě části. V první části byla přiblížena problematika vrtných souprav včetně jejich rozdělení. Dále byl věnován prostor mobilním rozváděčům, kde byly popsány jednotlivé konstrukční typy, jaké jsou možnosti zapojení v bloku a jejich výhody oproti průmyslovým rozváděčům. Taktéž zde byly vysvětleny mobilní rozváděče s otevřeným a uzavřeným středem a jejich význam. Rovněž byla v této části vysvětlena problematika systémů nezávislé distribuce průtoku na tlakovém zatížení. Úvodní část byla také věnována hydrostatickým hydromotorům použitým na soupravě s popisem konstrukčního provedení.

Druhá část se už týkala praktického návrhu hydraulického obvodu vzhledem ke stanovenému hydraulickému agregátu a mechanickým komponentům svorníkovací soupravy. Obsahem této části bylo vytvoření návrhu vhodné konstrukce s následným výpočtem hydromotorů rotace, posuvu i hydromotoru vzpěry, specifikace použitých prvků na ovládacím panelu a vytvoření schémat zapojení. V případě hydromotorů rotace byly původně uvažovány orbitové hydromotory řady MS od firmy M+S Hydraulic. Tato řada hydromotorů by však pro systém nebyla optimální vzhledem k maximálnímu tlaku dodaným hydraulickým agregátem. Z tohoto důvodu byly zvoleny hydromotory řady MP, které již byly v přijatelném rozsahu. Dalším problémem bylo vhodné sestavení mobilních rozváděčů na ovládacím panelu soupravy. Nejprve bylo uvažováno sériové zapojení všech sekcí. Toto zapojení by však nebylo vhodné z důvodu souběžné činnosti sekce rotace a posuvu. Proto byly všechny sekce sestaveny jako paralelní anebo kombinací tandem/paralelní, přičemž tandemová sekce byla u hydromotoru vzpěry. Praktická část byla také doplněna o hydraulická schémata pro olejovou a emulzní variantu.

Součástí práce bylo i sestavení zkušebního obvodu s LUDV blokem, na kterém byla realizována simulace zátěže a sledována rovnoměrnost dělení toku kapaliny do jednotlivých sekcí.

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Eriku Stonawskému, Ph.D. za odborné rady a poznámky v průběhu celého zpracovávání této práce.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] Technika pro provádění vrtných prací. Technika a technologie hlubinného vrtání. [online]. 2014 [cit. 2016-02-05]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/TECHHLDOB/hlubinneVrtani/vrtani/technikaPraci.html>
- [2] PINKA, Ján, Martin KLEMPA a Jaroslav STRUNA. Technika a technologie vrtných prací. Vyd. 1. Editor Vojtěch ZEMAN. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-80-905737-0-3.
- [3] PINKA, Ján, Martin KLEMPA a Jaroslav STRUNA. Technika a technologie vrtných prací. Vyd. 1. Editor Vojtěch ZEMAN. Ostrava: Marionetti Press, 2014. ISBN 978-80-905737-1-0.
- [4] HÁJOVSKÝ, Ludvík a Bohumil KAŇKOVSKÝ. Důlní stroje dobývací. Vyd. 1. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1960.
- [5] Horninové svorníky kotvené pryskyřicí: příručka firmy Minova. Přeložil Jaroslav SUCHÁNEK, přeložil Richard ŠŇUPÁREK, přeložil Vladimír KRČMÁŘ. Ostrava: Minova Bohemia, [200-].
- [6] Vrtné práce pro geologický průzkum. Hornická skripta. [online]. [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/pruzkum.htm>
- [7] Vrtání pro trhací práce malého rozsahu. Hornická skripta. [online]. [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/malevrt.htm>
- [8] Důlní vrtné soupravy. Hornická skripta. [online]. [cit. 2016-02-10]. Dostupné z: http://www.hornictvi.info/prirucka/technika/d_vrty.htm
- [9] Vrtací technika. Minova Bohemia. [online]. 2016 [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www.minova.cz/index.php?page=materialy/stroje/vrtaci-technika.phtml>
- [10] Vrtná technika. Filamos s.r.o. [online]. 2016 [cit. 2016-02-17]. Dostupné z: <http://www.filamos.cz/sluzby/pujcovna/vrtaci-souprava-sloup-vs-1/>
- [11] PAVLOK, Bohuslav. Hydraulické prvky a systémy. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015. ISBN 978-80-248-3777-2.
- [12] Rozvaděče a ventily pro mobilní hydrauliku. Parker. [online]. 2014 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-rozvadece-pro-mobilni-hydrauliku/>
- [13] Rozvaděče s otevřeným středem. Parker. [online]. 2014 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-rozvadece-pro-mobilni-hydrauliku/rozvadece-s-otevrenym-stredem/>
- [14] Rozvaděče se zpětnou vazbou. Parker. [online]. 2014 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-rozvadece-pro-mobilni-hydrauliku/rozvadece-se-zpetnou-vazbou/>

- [15] Mobilní rozváděče. Hydrocom. [online]. 2016 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.hydrocom.cz/mobilni-rozvadece/mobilni-rozvadece>
- [16] Mobilní rozváděče. Hydrocom. [online]. 2015 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: http://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Rozvadece/Mobilni_rozvadece/HDM18/HDM18.pdf
- [17] Mobilní rozváděče. Hydrocom. [online]. 2015 [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: http://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Rozvadece/Mobilni_rozvadece/HDS11/HDS11.pdf
- [18] Control blocks. Bosch Rexroth Group. [online]. 2015 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/cat/?language=en&id=&cat=Mobile-Hydraulics-Catalog&m=XC&u=si&o=Desktop&p=g261584,g261607,g261608>
- [19] Šoupátkové rozváděče. Bosch Rexroth Group. [online]. 2013 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re23164_2013-01.pdf?db=brmv2&lvid=1169582&mvid=12056&clid=20&sid=4F4BDF842E53F0BBABE489E88A881969.borex-tc&sch=M&id=12056,20,1169582
- [20] Control blocks. Bosch Rexroth Group. [online]. 2006 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re64295_2012-06.pdf?db=brmv2&lvid=1164776&mvid=12056&clid=20&sid=4F4BDF842E53F0BBABE489E88A881969.borex-tc&sch=M&id=12056,20,1164776
- [21] PAVLOK, Bohuslav. Hydraulické prvky a systémy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [22] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. 3. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [23] IVANTYŠYN, Jaroslav a Monika IVANTYŠYNOVÁ. Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing. 1st English ed. Přeložil S ALI. New Delhi: Tech Books International, 2003. ISBN 81-88305-08-1.
- [24] Orbital motors general technical information. Danfoss Power Solutions. [online]. 2015 [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: <http://files.danfoss.com/documents/orbital%20motors%20technical%20information%20manual/520I0232.pdf>
- [25] Hydraulické válce. Parker. [online]. 2014 [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/produkty/hydraulika/hydraulicke-valce/>
- [26] Spool valve orbital motors. Firemní katalog M+S Hydraulic. [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: <http://www.ms-hydraulic.com/en/products.html#spool-valve>

- [27] Disk valve orbital motors. Firemní katalog M+S Hydraulic. [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z: <http://www.ms-hydraulic.com/en/products.html#disk-valve>
- [28] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [29] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [30] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [31] Katalog ke stažení. PD Profi. [online]. 2009 [cit. 2016-03-20]. Dostupné z: http://www.pdprofi.cz/dwnl/katalog_pd_profi_cz.pdf
- [32] Výroba katalogových hydromotorů. Hydraulics. [online]. 2012 [cit. 2016-03-14]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/system/pdf_czs/1/original/vyrobni_katalog_primocarych_hydromotoru_CZ_2012.pdf?1358944317
- [33] Logic valves for direction functions. Bosch Rexroth Group. [online]. 2014 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re21010.pdf
- [34] Relief valve mini catalog. Bucher hydraulics. [online]. 2015 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.bucherhydraulics.com/30993/Search/search.aspx?searchTerm=rvda#/-addpath-/addsearch/rvda/0/searchautocompletehead>
- [35] Pilot-operated check valves. Bucher hydraulics. [online]. 2015 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.bucherhydraulics.com/47341/Products/Mobile-and-Industrial-hydraulics/Products/Valves/Flow-preventing-valves/Pilot-operated-check-valves/ERV/index.aspx>
- [36] Flow control valves. Hydroma. [online]. 2016 [cit. 2016-03-27]. Dostupné z: <http://www.hydroma.eu/files/product/2/35/4250/data/009-10091.pdf>
- [37] Control blocks. Bosch Rexroth Group. [online]. 2014 [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/re64283-x-b2_2014-06.pdf?db=brmv2&lvid=1182368&mvid=12079&clid=1&sid=539F6A671901CB95DD97B7DD4CA302DF.borex-tc&sch=M&id=12079,1,1182368

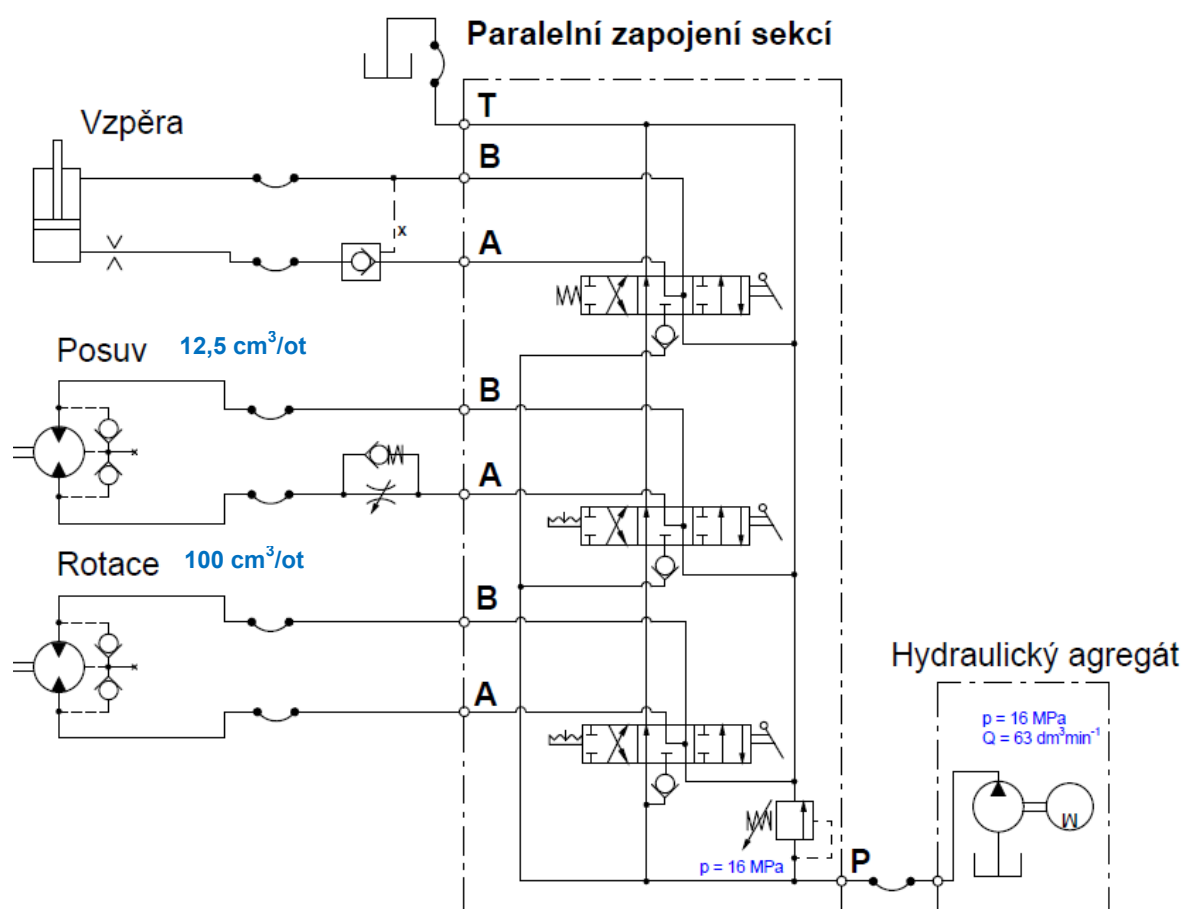
Seznam obrázků

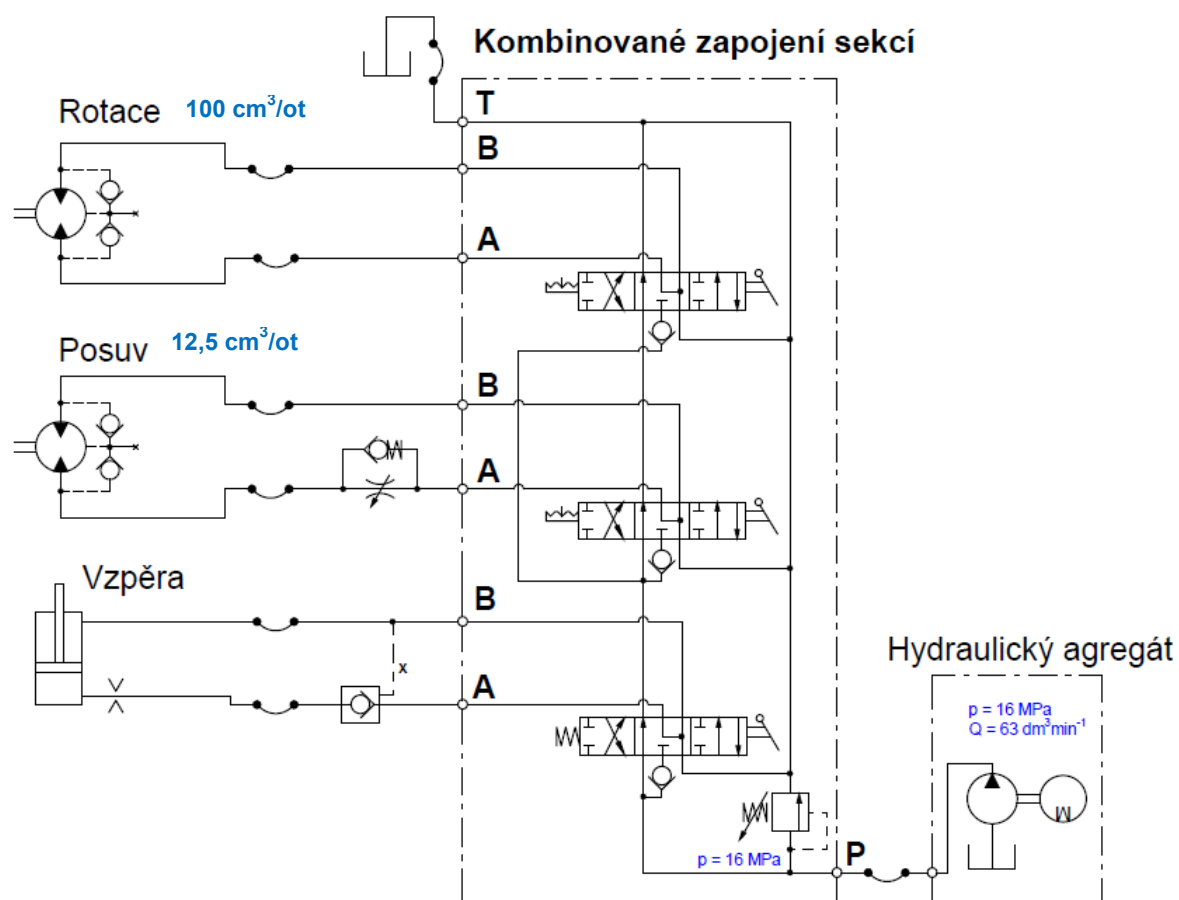
Obrázek 1 - Vrtací souprava Morath s lafetou, důl Darkov [9]	13
Obrázek 2 - Rotační stůl s unášecí trubkou [1]	14
Obrázek 3 - Principy způsobu vrtání do hornin [4]	15
Obrázek 4 - Sloupové vrtací soupravy VS-1 [10], Super Turbo Bolter [9].....	16
Obrázek 5 - Řez šoupátkovým rozváděčem ovládaný elektromagnety [19]	19
Obrázek 6 - Mobilní rozváděče (Bosch Rexroth) [18].....	19
Obrázek 7 - Mobilní rozváděče s otevřeným a uzavřeným středem [16].....	20
Obrázek 8 - Sériové (vlevo), Paralelní (vpravo) [17]	21
Obrázek 9 - Tandemové (vlevo), Sériové/Paralelní (vpravo) [17].....	21
Obrázek 10 - Řez rozváděče s Load-Sensing [37].....	21
Obrázek 11 - Řez rozváděče s LUDV tlakovou vahou [20]	22
Obrázek 12 - Porovnání účinností [23]	23
Obrázek 13 - Řez přímočarým hydromotorem (Parker) [25]	25
Obrázek 14 - Příklady provedení hydromotorů s jednostrannou pístnicí [21]	26
Obrázek 15 - Hydromotor s oboustrannou pístnicí, Teleskopické hydromotory [21]..	26
Obrázek 16 - Způsoby uchycení přímočarých hydromotorů [22]	27
Obrázek 17 - Rozvodné ústrojí typu Spool valve (Danfoss) [24]	28
Obrázek 18 - Rozvodné ústrojí typu Disk valve (Danfoss) [24]	29
Obrázek 19 - Gerotor (vlevo), Roll-gerotor (vpravo) [26] [27]	29
Obrázek 20 - Zpětné ventily hydromotoru, Odtoková větev hydromotoru [24].....	30
Obrázek 21 - Hydraulický agregát AG-63/16Z, zubové čerpadlo PZ2-K-63P [31]	31
Obrázek 22 - Blokové schéma hnacího mechanismu posuvu	33
Obrázek 23 - Schéma řetězky	34
Obrázek 24 - Schéma přímočarého hydromotoru	35
Obrázek 25 - Charakteristické křivky clon [33].....	37
Obrázek 26 - Před použitím (vlevo), po použití (vpravo) zátky	39
Obrázek 27 - Vrtací přenosná souprava VPS 01E [31]	40
Obrázek 28 - Zapojení rozváděčů s LUDV tlakovou vahou na standu	40

Seznam příloh

- [Příloha A] Vytvořená hydraulická schémata pro olejovou variantu
- [Příloha B] Vytvořené hydraulické schéma pro emulzní variantu
- [Příloha C] Alternativní zapojení sekcí do LUDV bloku

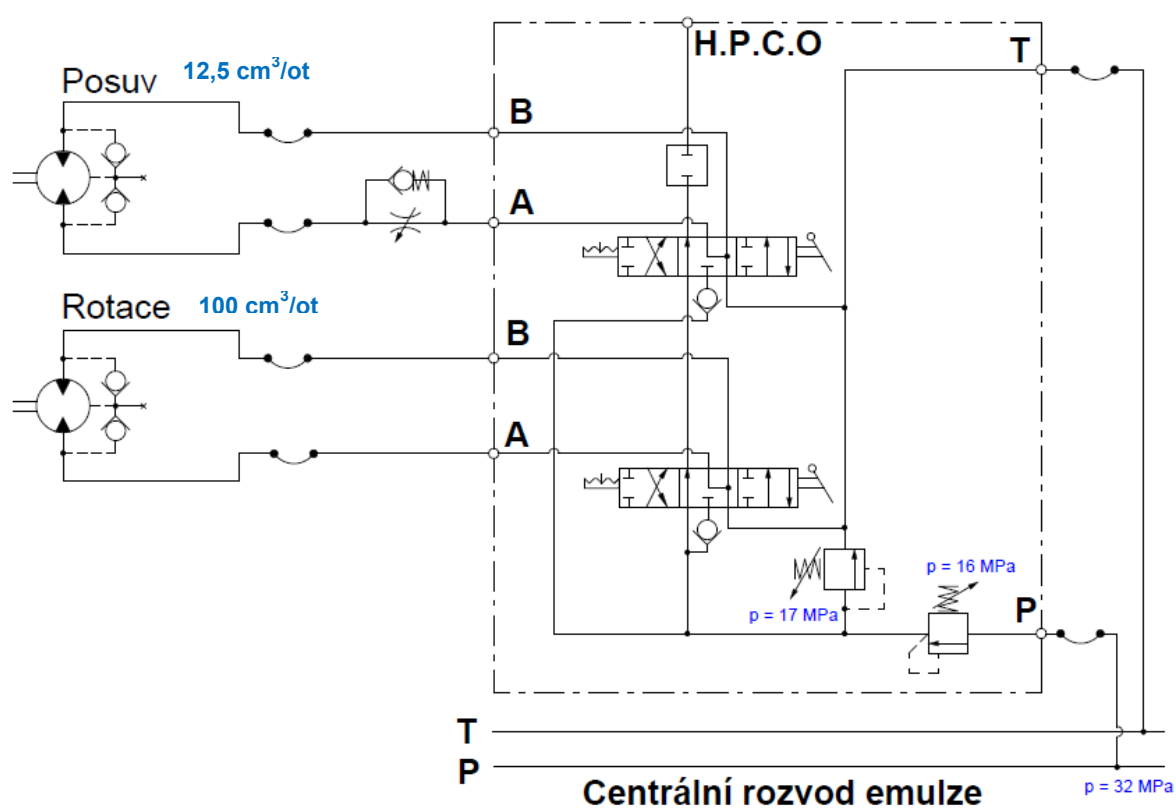
Příloha A Hydraulická schémata pro olejovou variantu





Příloha B Hydraulické schéma pro emulzní variantu

Paralelní zapojení sekcí



Příloha C Alternativní zapojení sekcí do LUDV bloku

